

Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 116OTH202-200-40C10 di Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade

Viqqi Vadilla Vauzia A.^{1*}, Adi Wirawan Husodo², Pekik Mahardhika³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: v.azizah@live.com^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id^{2*}; pekikmahardhika@ppns.ac.id^{3*};

Abstrak

Berdasarkan studi fleksibilitas, sistem perpipaan yang terhubung dengan rotating equipment perlu dianalisa secara statik dan dinamik. Resonansi akibat rotating equipment merupakan permasalahan getaran yang banyak terjadi. Analisa statik dan dinamik dilakukan menggunakan software CAESAR II meliputi analisa tegangan pipa berdasarkan standar ASME B3.13, beban nozzle pada pompa berdasarkan standar API 610, tegangan lokal pada nozzle vessel berdasarkan standar WRC 107, frekuensi alami dengan metode modal analisis berdasarkan standar API 610 dan DNV-RP-D101 dan respon kecepatan getaran dengan metode harmonik analisis berdasarkan standar API 618. Hasilnya dibandingkan untuk menunjukkan penyebab resonansi.

Kata Kunci : Beban nozzle, Frekuensi alami, Harmonik analisis, Modal analisis, Beban ekspansi termal, Beban sustain.

1. PENDAHULUAN

Getaran pada sistem perpipaan dapat terjadi karena berbagai sumber, salah satunya pulsasi dari sebuah rotating equipment. Kerusakan pipa banyak disebabkan getaran akibat pompa. Ketika frekuensi alami sama dengan atau mendekati frekuensi yang dihasilkan oleh mesin/ frekuensi eksitasi, maka akan terjadi resonansi (Wu, et al., 2014) [6]. Resonansi mengakibatkan kerusakan parah pada sistem perpipaan. Pada penelitian ini, CAESAR II digunakan untuk menganalisa tegangan pipa, beban nozzle pada pompa, tegangan lokal pada nozzle vessel, frekuensi alami dan respon kecepatan getaran.

2. METODOLOGI.

2.1. Prosedur Penelitian

Desain eksisting line 116OTH202-200-40C10 merupakan sistem perpipaan dari discharge pump 116G25A menuju Falling Film Evaporator 116EO6A. Desain perpipaan tersebut menggunakan pipa 8 inci schedule 20 material carbon steel A106 Gr. B dengan desain temperatur 428°F dan desain pressure 72,5 psia mengalirkan fluida terminol. Analisa tegangan pada pipa line 116OTH202-200-40C10 meliputi 5 aspek, yaitu analisa tegangan pada

pipa, analisa beban nozzle pada pompa, analisa tegangan lokal pada nozzle vessel, analisa frekuensi alami dan analisa respon kecepatan getaran.

2.2. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3 [3].

2.2.1. Tegangan akibat pembebanan sustain

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_b \cdot c}{I} + \frac{P \cdot d_o}{4t} \leq S_h \quad (1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan tegangan akibat pembebanan sustain. Dimana F_{ax} merupakan gaya aksial karena beban tetap (lb), A_m merupakan cross section area of pipe (in²), M_b merupakan momen bending (lb.in), c merupakan jarak dari netral axis (in), I merupakan momen inersia penampang (in⁴), P merupakan design pressure (psig), d_o merupakan outside diameter (in), t merupakan ketebalan pipa (in), S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), dan S_h merupakan tegangan dasar yang diizinkan oleh material menurut Appendix A ASME B31.3 (psi)

2.2.2. Tegangan akibat pembebanan ekspansi termal

$$S_E = \sqrt{4S_t^2 + S_b^2} \quad (2)$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad (3)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan tegangan akibat pembebanan ekspansi termal dan persamaan (3) menunjukkan tegangan izin pembebanan ekspansi termal. Dimana S_t merupakan tegangan momen puntir (lb/in²), S_b merupakan tegangan bending (lb/in²), S_A merupakan *allowable stress* untuk ekspansi termal (psi), Z merupakan *section modulus of pipe* (in³), f merupakan *stress range reduction factor*, S_c merupakan *basic allowable stress at minimum metal* temperatur (psi), S_h merupakan *basic allowable stress at maximum metal* temperatur (psi).

2.3. Beban Nozzle pada Pompa

Penentuan beban *nozzle* yang diizinkan pada *pump 116G25A* mengacu pada standar API 610 [1]. Berdasarkan standar API 610 beban *nozzle* yang diizinkan pada flange *discharge* 4 inci.

2.4. Tegangan Lokal pada Nozzle Vessel

Penentuan tegangan lokal yang diizinkan pada *nozzle* vessel 116EO6A mengacu pada standar WRC 107 [5]. Berdasarkan perhitungan *software* CAESAR II 2014 sesuai standar WRC 107.

2.5. Frekuensi Alami

Penentuan frekuensi alami yang diizinkan mengacu pada standar API 610 dan DNV-RP-D101. Di dalam API 610 part 6.9.2.6 tentang frekuensi alami, untuk memastikan sebuah sistem perpipaan tidak mengalami resonansi, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus di bawah atau di atas $\pm 10\%$ dari nilai frekuensi eksitasi. Di dalam DNV-RP-D101 part 2.2.7.1 tentang Modal Analisis [4], nilai terkecil frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus $\geq 4-5$ Hz. Dengan speed pompa sebesar 1458 rpm, maka besar frekuensi eksitasi adalah 24,3 Hz. Sehingga, dapat ditentukan nilai frekuensi alami perpipaan harus $n < 24,3 \text{ Hz} < n$, dengan nilai mode terkecil tidak boleh kurang dari 4 Hz.

2.6. Respon Kecepatan Getaran

Penentuan kecepatan getaran pada pipa yang diizinkan mengacu pada standar API 618 [2]. Di dalam part 7.9.4.2.5.3.2 tentang *Separator Margin*, terdapat 2 *point* pemenuhan kriteria penerimaan, yaitu :

1. Nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan sebaiknya lebih besar 2,4 kali dari *maximum rated speed*, sehingga nilai frekuensi alami perpipaan harus $> 58 \text{ Hz}$. Apabila *point* 1 tidak dapat terpenuhi, dapat mengikuti aturan *point* 2.

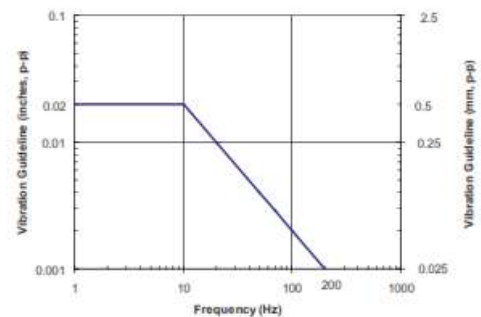
2. Nilai frekuensi alami perpipaan harus di bawah atau di atas $\pm 20\%$ dari nilai frekuensi eksitasi, sehingga nilai frekuensi alami perpipaan harus $n < 19,44 \text{ Hz}$ atau $n > 29,16 \text{ Hz}$.

Pemenuhan kriteria batas izin kecepatan getaran diatur dalam standar API 618 [2] part 7.9.4.2.5.2.4 tentang *Piping Design Vibration Criteria* sebagai berikut :

- When the frequency is lower than 10 Hz, the allowable amplitude is 0,5 mm/s peak-peak value.
- When the frequency is within 10-200 Hz, the allowable amplitude is 32 mm/s peak-peak value

$$V = 2\pi f A \quad (4)$$

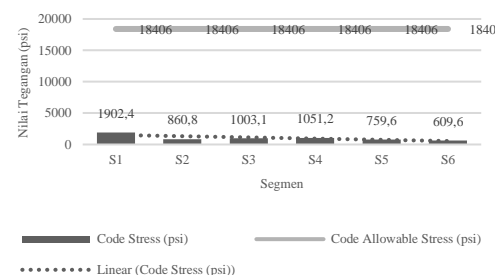
Persamaan (4) menunjukkan rumus perhitungan kecepatan getaran dimana V merupakan kecepatan getaran (mm/s), f merupakan frekuensi getaran (Hz), A merupakan amplitudo (mm). Gambar 1 menunjukkan *design vibration guideline* sesuai standar API 618.



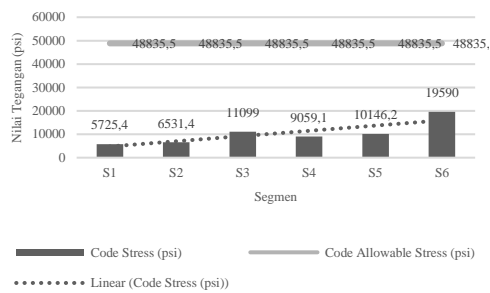
Gambar 1. API 618 Piping design vibration at discrete frequencies

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Tegangan pada Pipa



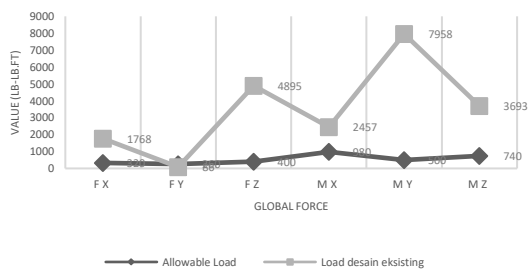
Gambar 2(a). Tegangan akibat pembebanan sustain pada desain eksisting



Gambar 2(b). Tegangan akibat pembebanan ekspansi termal pada desain eksisting

Gambar 2 (a) dan (b) menunjukkan tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa tegangan pada pipa memenuhi tegangan izin yang disyaratkan oleh ASME B31.3. Nilai tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal.

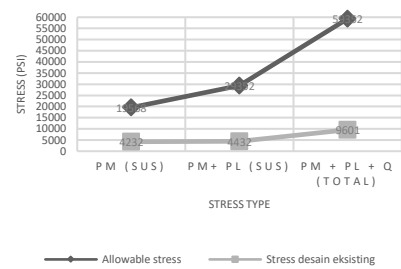
3.2. Beban *Nozzle* pada Pompa



Gambar 3. Beban *nozzle* pada pompa pada desain eksisting

Gambar 3 menunjukkan beban *nozzle* pada pompa pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting, menunjukkan bahwa beban *nozzle* pada pompa melebihi beban izin yang disyaratkan oleh API 610. Terjadi kegagalan pada *nozzle discharge* pompa. Hal ini disebabkan desain eksisting menggunakan pompa dengan *nozzle discharge* tipe *top side*, dimana gaya secara vertikal menyebabkan momen bending yang sangat besar. Terjadi pemusatan beban pada *connection flange* pada pompa dan pipa. Kegagalan akibat besarnya momen yang terjadi menyebabkan kerusakan yang lebih berat dari pada kerusakan akibat berat total pipa. Momen tersebut menyebabkan *shaft misalignment* dan deformasi casing pompa. Kerusakan ini memperngaruhi *internal moving* pompa sehingga menurunkan keandalan pompa.

3.3. Tegangan Lokal pada *Nozzle* Vessel



Gambar 4. Tegangan lokal pada *nozzle* vessel pada desain eksisting

Gambar 4 menunjukkan tegangan lokal pada *nozzle* vessel pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa tegangan lokal *nozzle* vessel memenuhi tegangan izin yang disyaratkan oleh WRC 107. Gambar 6 menunjukkan besarnya tegangan akibat *internal pressure* (Pm), tegangan akibat *primary local stress sustain* (Pl) dan tegangan akibat *secondary local stress sustain* (Q) memenuhi batas yang diizinkan.

3.4. Frekuensi Alami



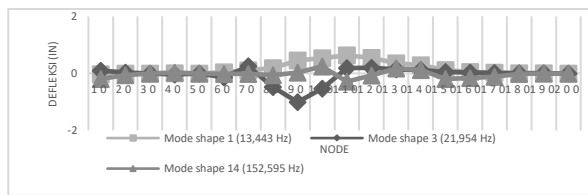
Gambar 5(a). Mode shape pada 13,443 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 5(c). Mode shape pada 21,954 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 5 (b). Mode sZhape pada 152,595 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 6. Frekuensi alami pada mode 1,3, dan 14 (Modal analisis di CAESAR II 2014)

Gambar 5 (a), (b) dan (c) menunjukkan *mode shape* pada berbagai frekuensi. Gambar 6 menunjukkan perubahan defleksi setiap node pada *mode shape*. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa frekuensi alami pada mode terkecil memenuhi frekuensi izin yang disyaratkan oleh API 610 dan DNV-RP-D101. Diantara mode shape 1 dengan frekuensi sebesar 13,443 Hz (mode terkecil), mode shape 3 dengan frekuensi sebesar 21,954 Hz (mode dengan frekuensi mendekati frekuensi eksitasi), dan mode shape 14 dengan frekuensi sebesar 152,595 (mode terbesar), menunjukkan bahwa amplitudo terbesar terjadi pada mode shape 3. Hal ini membuktikan hipotesa bahwa frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut.

3.5. Respon Kecepatan Getaran

Tabel 1 menunjukkan perhitungan beban harmonik pada desain eksisting.

Tabel 1. Perhitungan beban harmonik.

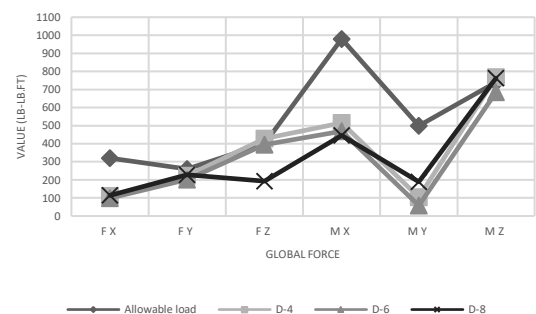
Nod e	Posis i (tipe)	Pha se angl e	Arah beban harmoni k	Beban harmonik (lb)
200	Flang e pomp a	90	Y axis	94,027

Harmonic force sebagai akibat getaran *rotating equipment*, berdasarkan hasil analisa getaran pada *software* CAESAR II 2014 di dapatkan hasil maksimum *displacement* terjadi pada node 90 dengan maksimum *displacement* sebesar 0.3641 inchi pada frekuensi 24.3 Hz dengan *phase angel* sebesar 90°. Respon kecepatan getaran pada sistem perpipaan sebesar 111.18 in/s, melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 1.28

in/s dari API 618, sehingga respon kecepatan getaran sistem perpipaan tersebut tidak memenuhi kriteria keamanan.

3.6. Modifikasi Desain Perpipaan

Gambar 7 menunjukkan beban *nozzle* pada pompa pada desain modifikasi. Modifikasi perpipaan dilakukan karena terjadi kegagalan pada *nozzle discharge* pompa dan respon kecepatan getaran pada pipa. Dilakukan beberapa modifikasi dan didapatkan desain modifikasi terbaik, yaitu desain modifikasi D-6. Tabel 2 menunjukkan frekuensi alami pada berbagai modus pada desain modifikasi D-6. Penambahan *expansion loop* menyebabkan nilai gaya dan momen pada *nozzle* pompa jauh lebih rendah dari desain eksisting. Beban *nozzle* pada pompa desain modifikasi D-6 tidak melebihi beban izin yang disyaratkan oleh API 610. Selanjutnya dilakukan analisa frekuensi alami pada mode 1 sebagai modus dengan nilai frekuensi alami terkecil. Nilai frekuensi alami pada mode 1 sebesar 2,401 Hz. Nilai ini tidak memenuhi kriteria penerimaan standar DNV-RP-D101 karena nilai frekuensi alami terkecil kurang dari 4 Hz. Berdasarkan hasil tersebut, modifikasi pada desain D-6 tidak dapat diterima.



Gambar 7. Beban *nozzle* pada pompa pada desain modifikasi

Tabel 2. Frekuensi alami pada berbagai modus pada desain modifikasi D-6

Mo de	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (rad/sec)	<i>Period</i> (sec)
1	2,401	15,083	0,417
2	6,314	39,67	0,158
3	14,846	93,283	0,067
4	16,684	104,827	0,06
5	20,249	127,227	0,049

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian “Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa *Line 116OTH202-200-40C10* di *Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade*” yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Desain eksisting memiliki nilai tegangan akibat pembebanan sustain sebesar 1902,4 psi dan nilai tegangan akibat pembebanan ekspansi termal sebesar 19590 psi. Nilai kedua tegangan tersebut memenuhi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3 sehingga hasil analisa tegangan dapat diterima. Nilai beban *nozzle* pada pompa tersebut tidak memenuhi batas izin berdasarkan standar API 610 sehingga hasil analisa beban *nozzle* tidak dapat diterima. Nilai tegangan lokal pada vessel tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar WRC 107 sehingga hasil analisa tegangan lokal pada vessel dapat diterima.
2. Desain eksisting memiliki nilai frekuensi alami terkecil sebesar 13,443 Hz. Nilai frekuensi alami tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar API 610 dan DNV-RP-D101 sehingga hasil analisa frekuensi alami pada pipa dapat diterima.
3. Desain eksisting memiliki nilai respon kecepatan getaran sebesar 111,18 in/s. Nilai respon kecepatan getaran tersebut tidak memenuhi batas izin berdasarkan standar API 618 sehingga hasil analisa respon kecepatan getaran pada pipa tidak dapat diterima.
4. Desain modifikasi terbaik adalah desain modifikasi D-6. Desain tersebut memenuhi batas izin beban *nozzle* pada pompa sesuai standar API 610, namun tidak memenuhi batas izin nilai frekuensi alami sesuai standar API 610 dan DNV-RP-D101 sehingga desain modifikasi D-6 tidak dapat diterima

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1.] API-610. 2010.*API 610-2010, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. Washington DC. : API Publishing Service, 2010.
- [2.] API-618. 2007.*Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Service*. Washington D.C. : API Publishing Services, 2007.
- [3.] ASME B31.3. 2010.*ASME B31.3-2010 (Revision of ASME B31.3-2008), Process Piping, ASME Code for Pressure Piping B31.3*. New York, U.S.A : s.n., 2010.
- [4.] DNV-RP-D101. 2008.*Structural Analysis of Piping Systems* . Havik, Norway : s.n., 2008.
- [5.] J. L. Mershon, K. Mokhtarian, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh. 1987.*Welding*

Research Council (WRC) 107 Bulletin . New York : s.n., 1987.

- [6.] Wu, Xiaonan and Lu, Hongfang. 2014.*Stress Analysis of Reciprocating Pump Pipeline System in Oil Station*. s.l. : Journal of Chemical and Pharmaceutical Research, 2014. Vol. VI. ISSN 0975-7384.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan